

KONINKRIJK DER



NEDERLANDEN

Bureau voor de Industriële Eigendom



Hierbij wordt verklaard, dat in Nederland op 1 december 2003 onder nummer 1024918,

ten name van:

**ROBERT BOSCH GMBH**

te Stuttgart, Duitsland ( DE )

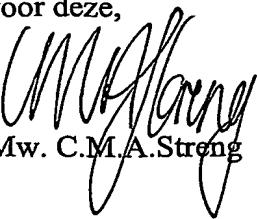
een aanvraag om octrooi werd ingediend voor:

"Continu variabele transmissie",

en dat de hieraan gehechte stukken overeenstemmen met de oorspronkelijk ingediende stukken.

Rijswijk, 3 januari 2005

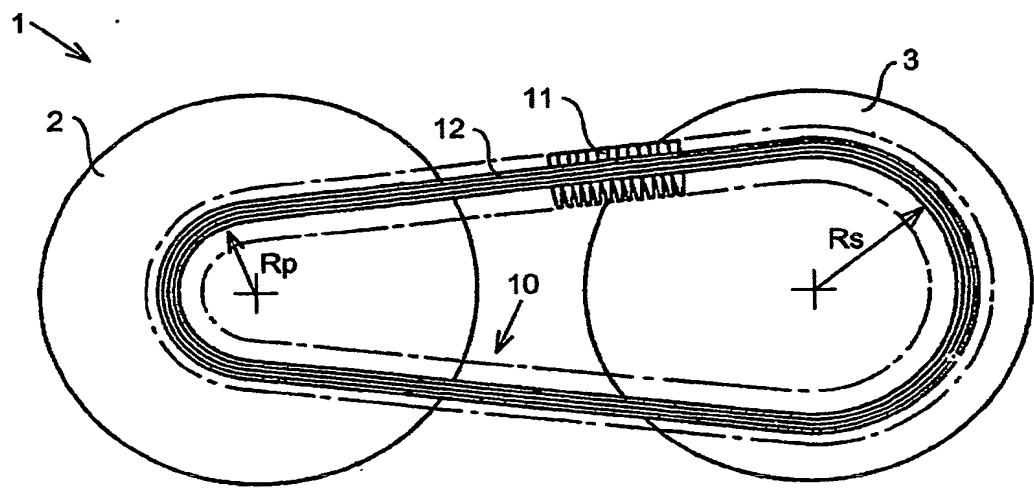
De Directeur van het Bureau voor de Industriële Eigendom,  
voor deze,

  
Mw. C.M.A. Streng

**BEST AVAILABLE COPY**

## UITTREKSEL

Continu variabele transmissie (1) voor motorvoertuigen voorzien van een primaire poelie (2) en een secundaire poelie (3) waaromheen een drijfriem (10) is aangebracht, die wordt ingeklemd tussen twee kegelvormige poelieschijven van de primaire poelie (2) met een primaire klemkracht en tussen twee kegelvormige poelieschijven van de secundaire poelie (3) met een secundaire klemkracht, waarin door een adaptatie van een contacthoek van tenminste één van poelieschijven van de respectievelijke poelies (2; 3) met de drijfriem (10) en tenminste in de grootste overbrengingsverhouding van de transmissie (1), ofwel Low, een klemkrachtverhouding tussen de primaire klemkracht en de secundaire klemkracht een waarde heeft in het bereik tussen 1 en de klemkrachtverhouding in de kleinste overbrengingsverhouding, ofwel Overdrive.



**FIG. 2**

1024918

BEST AVAILABLE COPY

## CONTINU VARIABELE TRANSMISSIE

De huidige uitvinding heeft betrekking op een continu variabele transmissie volgens de aanhef van conclusie 1. Een dergelijke transmissie is algemeen bekend en wordt toegepast voor het overbrengen van mechanisch vermogen tussen de primaire en de secundaire poelie van de transmissie, waarbij een overbrengingsverhouding van de transmissie, waarmee een koppel of een rotatiesnelheid wordt overgebracht, binnen een bepaald bereik continu kan worden gevarieerd. Zoals bekend, bevindt de drijfriem zich daarbij ingeklemd tussen de twee in hoofdzaak als afgeknotte kegels, ofwel conisch, gevormde poelieschijven van de respectievelijke poelies, waarbij in de onderhavige uitvinding de overbrengingsverhouding van de transmissie is gedefinieerd als de verhouding tussen een effectieve radiale positie van de drijfriem op de secundaire poelie en een effectieve radiale positie daarvan op de primaire poelie, welke genoemde posities respectievelijk ook wel worden aangeduid als de secundaire loopstraal en de primaire loopstraal. Teneinde deze loopstralen, en daarmee de overbrengingsverhouding, te kunnen variëren, is tenminste één van de poelieschijven van elke poelie in axiale richting beweegbaar opgesteld.

Bijvoorbeeld uit de Europese octrooiaanvraag EP-A-1 218 654 is het bekend dat de beide axiaal gerichte krachten waarmee de drijfriem tussen de poelieschijven van de poelies wordt ingeklemd, hierna respectievelijk aangeduid als de primaire klemkracht en de secundaire klemkracht, bepalend is voor het koppel dat tussen de poelies kan worden overgebracht via wrijvingskrachten tussen de poelies en de drijfriem, terwijl de onderlinge verhouding van deze klemkrachten bepalend is voor de overbrengingsverhouding. Overigens kan de klemkracht die per poelie minimaal benodigd is voor overbrengen van een aangeboden koppel worden benaderd met de vergelijking:

$$K_p = \frac{T_p * \cos(\lambda)}{2 * \mu_r * R_p} \quad (1)$$

Hierin is  $K_p$  de minimaal door een poelieschijf van de primaire poelie op de drijfriem uit te oefenen klemkracht teneinde een aan die primaire poelie aangeboden primair koppel  $T_p$  over te brengen, dat wil zeggen quasi zonder een onderting slippen van de drijfriem en de respectievelijke poelieschijf in de tangentiale ofwel omtreksrichting, waarbij een raaklijn aan de poelieschijf ter plaatse van een effectief

contactpunt daarvan met de drijfriem een contacthoek  $\lambda$  met de radiale richting maakt, waarbij dat contactpunt zich op een radiale afstand  $R_p$  van een rotatiemiddelpunt van de poelie bevindt, welke afstand overeenkomt met de genoemde primaire loopstraal, en waarbij er in die tangentiële richting een effectieve wrijvingscoëfficiënt  $\mu_r$  tussen de drijfriem en de poelieschijf bestaat.

5      De minimaal benodigde secundaire klemkracht  $K_s$  kan op overeenkomstige wijze worden berekend uit een secundair koppel  $T_s$  en een secundaire loopstraal  $R_s$ . Echter, daar de verhouding tussen het koppel en de loopstraal  $T_p/R_p$ , respectievelijk  $T_s/R_s$ , onder verwaarlozing van mogelijke verliezen, noodzakelijkerwijs een gelijke 10     waarde heeft voor de beide poelies, is de minimaal benodigde secundaire klemkracht gelijk aan de genoemde minimaal benodigde primaire klemkracht.

In de praktijk zal een verhouding tussen de primaire en de secundaire klemkracht, kortweg aangeduid als de klemkrachtverhouding, echter beduidend hoger of lager dan 1 moeten worden, teneinde een bepaalde gewenste 15     overbrengingsverhouding te kunnen realiseren. De voor een evenwichtstoestand van de transmissie, ofwel een constante overbrengingsverhouding benodigde klemkrachtverhouding wordt hieronder aangeduid als de evenwichts-klemkrachtverhouding, hier aangeduid als de  $K_p K_s$ -verhouding. Deze evenwichts-klemkrachtverhouding heeft voor de bekende transmissie in verschillende 20     overbrengingsverhoudingen een verschillende waarde, waarbij deze doorgaans tenminste in de numeriek kleinste overbrengingsverhouding, ofwel Overdrive, groter is dan 1 en tenminste in de numeriek grootste overbrengingsverhouding, ofwel Low, kleiner is dan 1. De relatie tussen de overbrengingsverhoudingen van de transmissie en de daarbij behorende evenwichts-klemkrachtverhouding ten behoeve van een 25     constante overbrengingsverhouding wordt hieronder kortweg aangeduid als de  $K_p K_s$ -curve. In een niet-evenwichtstoestand van de transmissie waarin de overbrengingsverhouding afneemt respectievelijk toeneemt, is de benodigde klemkrachtverhouding verhoogd respectievelijk verlaagd ten opzichte van de genoemde evenwichts-klemkrachtverhouding, waarbij de mate waarin een werkelijk 30     geëffectueerde klemkrachtverhouding, hier aangeduid als de  $F_p F_s$ -verhouding, afwijkt van de evenwichts-klemkrachtverhouding bepalend is voor de snelheid waarmee de overbrengingsverhouding verandert.

In de evenwichtstoestand van de transmissie dient aldus de kleinste van de primaire en de secundaire klemkracht ten minste gelijk te zijn aan het minimaal ten behoeve van de koppeloverdracht benodigd niveau, terwijl de grootste van de 35

klemkrachten dan wordt gegeven door de evenwichts-klemkrachtverhouding ofwel de KpKs-verhouding. Indien de KpKs-verhouding van 1 afwijkt, zal daarom tenminste één van de klemkrachten een hoger niveau aannemen dan het genoemde minimaal benodigd niveau teneinde de evenwichtstoestand te realiseren.

5 De klemkrachten worden overigens met behulp van daartoe geschikte, algemeen bekende en doorgaans op de axiaal beweegbare schijf van een poelie werkende actuatiemiddelen, zoals een hydraulisch werkend zuiger/cilinder-samenstel of een elektrisch aangedreven schroefspindel, geëffectueerd. De klemkrachten werken daarbij per poelie over de lengte van een tussen de respectievelijke  
10 poelieschijven ingeklemd deel van de drijfriem daarop in. De genoemde lengte wordt in de definitie volgens de uitvinding per poelie gekwantificeerd als de door het respectievelijk ingeklemde deel van de drijfriem omsloten hoek en aangeduid als de primaire en de secundaire bandhoek. Hierbij is de som van de primaire bandhoek en  
15 de secundaire bandhoek vanzelfsprekend gelijk aan  $2\pi$ , dat wil zeggen de door de drijfriem per poelie beschreven cirkelboog vormen samen altijd een volledige cirkel.

In de bekende transmissie wordt bovendien, althans voor één van de poelies, de genoemde minimaal benodigde klemkracht met een veiligheidsfactor verhoogd, c.q. vermenigvuldigd, waarmee de uiteindelijk gewenste en werkelijk aangebrachte klemkracht is bepaald. Met een dergelijke verhoging wordt bereikt, dat een  
20 onnauwkeurigheid in de parameters uit de vergelijking (1) of bijvoorbeeld een -te-snelle stijging van het aangeboden koppel niet tot het genoemde slippen van de drijfriem en een poelie leidt.

In een in de praktijk veelvuldig toegepast regelsysteem, dat algemeen bekend staat als de (VDT) Master-Slave regeling, wordt uitgegaan van een gewenste  
25 secundaire klemkracht  $K_{s_{DV}}$ , welke door de vermenigvuldiging van de minimaal benodigde secundaire klemkracht  $K_s$ , bijvoorbeeld berekend met de vergelijking (1), met een veiligheidsfactor  $S_f$  wordt gegeven:

$$K_{s_{DV}} = S_f * K_s \quad (2)$$

30 De respectievelijke andere klemkracht, hier de gewenste primaire klemkracht  $K_{p_{DV}}$ , die nodig is om een gewenste en constante overbrengingsverhouding te realiseren, volgt dan uit de vermenigvuldiging van de gewenste secundaire klemkracht  $K_{s_{DV}}$  met de door de KpKs-curve bij die overbrengingsverhouding  
35 gegeven getalswaarde, ofwel:

$$Kp_{Dv} = KpKs * Ks_{Dv}$$

(3)

Voor de in de praktijk overwegend toegepaste transmissie met een contacthoek van ongeveer 11 graden blijkt de evenwichts-klemkrachtverhouding onder toepassing van een veiligheidsfactor van ongeveer 1,3, welke waarde doorgaans minimaal wordt toegepast, en in afhankelijkheid van de overbrengingsverhouding typisch te variëren tussen ongeveer 0,9 in Low en 1,8 in Overdrive. Een dergelijk verband tussen de overbrengingsverhoudingen van een transmissie en de bijbehorende evenwichts-klemkracht- of  $KpKs$ -verhouding wordt aangeduid als de  $KpKs$ -curve. Een invloed van andere parameters op de  $KpKs$ -curve, zoals het koppelniveau, een toerental van de primaire as, de temperatuur, etc., is weliswaar aanwezig, maar kan volgens de uitvinding in een eerste benadering worden verwaarloosd ten opzichte van die van de veiligheidsfactor.

Teneinde de overbrengingsverhouding te wijzigen wordt de werkelijk geëffectueerde primaire klemkracht  $Kp$  verhoogd of verlaagd ten opzichte van de wenswaarde  $Kp_{Dv}$  daarvoor, ten einde de overbrengingsverhouding in de richting van Overdrive (verhoging  $Kp$ ) respectievelijk Low (verlaging  $Kp$ ) te doen wijzigen. Hierbij geldt dat hoe meer de  $FpFs$ -verhouding afwijkt van de  $KpKs$ -verhouding hoe sneller de overbrengingsverhouding zich zal wijzigen.

Uit de vergelijkingen (2) en (3) volgt dat in de Master-Slave regeling de veiligheidsfactor dusdanig groot dient te zijn, dat daarmee behalve de al genoemde mogelijke onnauwkeurigheid in de parameters uit de vergelijking (1) ook een door de  $KpKs$ -curve in Low gegeven getalswaarde kleiner dan 1 wordt gecompenseerd. Dit laatste aspect kan worden verduidelijkt door in de vergelijking (2) geen veiligheidsfactor toe te passen, ofwel door de factor  $Sf$  gelijk aan 1 te stellen. In dat geval volgt uit de vergelijkingen (2) en (3) dat indien de genoemde  $KpKs$ -getalswaarde kleiner is dan 1, de gewenste primaire klemkracht  $Kp_{Dv}$  kleiner is dan de minimaal benodigde secundaire klemkracht  $Ks$ . Echter zoals reeds werd opgemerkt, de minimaal benodigde primaire klemkracht  $Kp$  om het aangeboden koppel over te dragen komt overeen met de minimaal benodigde secundaire klemkracht  $Ks$ , zodat de laatstgenoemde gewenste primaire klemkracht  $Kp_{Dv}$  onvoldoende is en de drijfriem ten opzichte van de primaire poelie zal slippen. Met andere woorden, uit de eis dat de gewenste primaire klemkracht  $Kp_{Dv}$  minimaal gelijk moet zijn aan de minimaal benodigde secundaire klemkracht  $Ks$  volgt, dat indien de

KpKs-verhouding een waarde kleiner dan 1 kan aannemen de veiligheidsfactor Sf in de Master-Slave regeling tenminste gelijk dient te zijn aan 1 gedeeld door de kleinst optredende KpKs-verhouding, kortweg  $[KpKs]_{Low}$ .

Daarnaast dient de veiligheidsfactor in de Master-Slave regeling een soort reserve op het minimaal benodigd niveau van de primaire klemkracht Kp te realiseren, waardoor het mogelijk wordt de overbrengingsverhouding in de richting van Low te doen wijzigen door de primaire klemkracht Kp te verlagen zonder dat deze dan kleiner wordt de minimaal voor het overbrengen van het aangeboden koppel benodigde primaire klemkracht Kp, dat wil zeggen zonder dat de drijfriem ten opzichte van de primaire poelie zal slappen. Des te groter deze krachtreserve is, des te meer de werkelijk geëffectueerde of FpFs-verhouding kan afwijken van de KpKs-verhouding en des te sneller de overbrengingsverhouding van de transmissie kan gewijzigd. Indien de FpFs-verhouding een waarde kleiner dan 1 kan worden gewijzigd. Indien de FpFs-verhouding een waarde kleiner dan 1 kan aannemen, dient de veiligheidsfactor Sf in de Master-Slave regeling tenminste gelijk te zijn aan 1 gedeeld door de kleinst optredende FpFs-verhouding, kortweg  $[FpFs]_{MIN}$ .

Doorgaans is de kleinst optredende FpFs-verhouding kleiner dan de kleinst optredende KpKs-verhouding, zodat de regeling moet voldoen aan de voorwaarde:

$$20 \quad Sf \geq \frac{1}{[FpFs]_{MIN}} + C \quad (4)$$

waarin C een aandeel in de veiligheidsfactor Sf is ten behoeve van de genoemde compensatie van de onnauwkeurigheid in de parameters.

Indien in de regeling een onderscheid wordt gemaakt tussen evenwichts- en niet-evenwichtstoestanden van de transmissie, dan dient deze althans in de evenwichtstoestand te voldoen aan de doorgaans iets minder strikte voorwaarde:

$$Sf \geq \frac{1}{[KpKs]_{Low}} + C \quad (5)$$

30 Voornoemde aspecten leiden ertoe dat in de bekende Master-Slave regeling en meer in het bijzonder in het geval van de primaire klemkracht Kp in Low, een relatief grote veiligheidsfactor en dus ook relatief hoge klemkrachtniveaus moeten worden toegepast. Deze regeling heeft echter als belangrijk voordeel dat het door de transmissie overdraagbare koppel in principe uitsluitend door het secundaire klemkracht niveau wordt bepaald, dat wil zeggen los van de regeling van de

overbrengingsverhouding met behulp van het primaire klemkracht niveau. Hierdoor kan de Master-Slave regeling zowel qua software als qua hardware relatief eenvoudig van opzet zijn, terwijl deze toch snel en accuraat een gewenste verandering van het overdraagbare koppel of de overbrengingsverhouding kan realiseren.

De bekende transmissie heeft zich in de praktijk met name bewezen als een betrouwbare en efficiënte automatische overbrenging tussen de motor en de aangedreven wielen van een motorvoertuig voor personenvervoer. In een dergelijke toepassing wordt in het algemeen het rendement van de aandrijving als geheel en dat van de transmissie in het bijzonder gezien als een essentiële, zo niet doorslaggevende, karakteristiek van het voertuig. Het rendement van de transmissie is daarbij in omgekeerde zin gerelateerd aan het maximale niveau van de klemkrachten. Zo neemt bijvoorbeeld een wrijvingsverlies tussen drijfriem en poelie toe met dat krachtniveau, net als een slijtage van deze componenten en de drijfriem in het bijzonder. Ook neemt de voor het, bijvoorbeeld hydraulisch of elektrisch, opwekken van een kracht benodigde vermogen doorgaans toe met het niveau van die kracht.

De onderhavige uitvinding stelt zich als doel het rendement van de transmissie te verbeteren door het tijdens bedrijf benodigde niveau van de grootste van de beide klemkrachten te verlagen. In het bijzonder zonder daarbij, althans in aanmerkelijke mate, afbreuk te doen aan de belangrijkste functionele aspecten en de prestatie van de transmissie.

Volgens de uitvinding wordt een dergelijke verbetering gerealiseerd in de constructie volgens de conclusie 1. De transmissie volgens de uitvinding kenmerkt zich, doordat, althans bij toepassing van een veiligheidsfactor  $S_f$  rond de 1,3, de KpKs-verhouding in Low minimaal gelijk is aan 1 maar niet groter is dan de KpKs-verhouding in Overdrive.

Deze ten opzichte van de bekende transmissie hogere KpKs-verhouding in Low leidt met voordeel tot een lager niveau van de benodigde primaire klemkracht. Immers in Low is de primaire loopstraal het kleinste is, zodat volgens de vergelijking (1) de benodigde primaire klemkracht dan het hoogst is, tenminste voor zover het maximaal aangeboden koppel in alle overige overbrengingsverhoudingen gelijk of kleiner is, hetgeen het geval is bij toepassing in een motorvoertuig. Met andere woorden, de KpKs-verhouding in Low is bepalend voor het in absolute zin hoogste niveau van de klemkracht dat tijdens bedrijf gerealiseerd wordt en waarop de

transmissie berekend dient te zijn. Des te lager dit maximale optredende krachtniveau is, des te lager zijn de eisen die in mechanische zin aan het ontwerp van de transmissie worden gesteld en des te goedkoper en efficiënter de transmissie kan worden vervaardigd en bedreven.

5 Opgemerkt wordt, dat een en ander in het bijzonder relevant is voor de transmissie voorzien van de Master-Slave regeling, daar in dat geval immers de relatieve grote veiligheidsfactor in de vergelijking (2) wordt toegepast. Bovendien hoeft althans in combinatie met de Master-Slave regeling en in evenwichtssituaties de veiligheidsfactor uitsluitend te worden afgestemd op de daarmee te compenseren 10 fenomenen, zoals de genoemde onnauwkeurigheid in de bepaling van de klemkrachten, zodat doorgaans de genoemde waarde van 1,3 daarvoor volstaat.

Een KpKs-verhouding van 1 in Low leidt in principe tot een minimaal en daarmee optimaal niveau van zowel de primaire klemkracht als de secundaire klemkracht. Echter, met name in combinatie met de Master-Slave regeling, ook een 15 waarde van KpKs-verhouding in Low groter dan 1 kan van voordeel zijn, voorzover de tijdens bedrijf kleinst optredende waarde van de FpFs-verhouding kleiner is dan of maximaal gelijk is aan 1. De bovengrens voor de KpKs-verhouding in Low is daarbij volgens de uitvinding zodanig bepaald, dat deze ten hoogste gelijk is aan de KpKs-verhouding in Overdrive, zodat het conventionele schakelgedrag van de transmissie 20 behouden blijft. Dat wil zeggen, dat in een niet-evenwichtstoestand waarin een constante FpFs-verhouding wordt toegepast de snelheid waarmee de overbrengingsverhouding van de transmissie verandert goed beheersbaar en voorspelbaar blijft, althans dat deze niet de neiging heeft toe te nemen tot een mogelijk ontoelaatbare waarde. Bij voorkeur is de KpKs-verhouding in Overdrive 25 zelfs tenminste enigszins, bijvoorbeeld minimaal 10%, hoger dan die in Low, zodat een stabiele evenwichtstoestand van de transmissie wordt verkregen waarin bijvoorbeeld een toevallige variatie in één van de klemkrachten als vanzelf door een kleine verandering van de overbrengingsverhouding wordt gecompenseerd.

Volgens de uitvinding is de waarde van de KpKs-verhouding zeker ook in 30 Overdrive van belang voor het transmissierendement. Een verlaging daarvan heeft volgens de uitvinding een positieve uitwerking op het rendement en de robuustheid van de transmissie, daar deze beide aspecten verbeteren naarmate de grootste benodigde klemkracht, in Overdrive dus de primaire klemkracht, afneemt. Zo neemt bijvoorbeeld een wrijvingsverlies tussen drijfriem en poelie af met een afnemend 35 klemkrachtniveau, net als een slijtage van deze componenten. Ook neemt de voor-

het, bijvoorbeeld hydraulisch of elektrisch, opwekken van de klemkrachten benodigde vermogen doorgaans af met het op te wekken krachtniveau. Het rendement van de transmissie in Overdrive is daarmee in omgekeerde zin gerelateerd aan het niveau van de primaire klemkracht. Hierbij is in het bijzonder de

- 5 waarde van de KpKs-verhouding in Overdrive een doorslaggevende factor voor het brandstofverbruik van een motorvoertuig waarin de transmissie zijn belangrijkste toepassing vindt, doordat in die toepassing de transmissie doorgaans voor langere, zo niet de langste tijd in of nabij Overdrive werkzaam is. Aldus heeft de uitvinding voorts betrekking op een transmissie, waarin, althans bij toepassing van een
- 10 veiligheidsfactor Sf rond de 1,3, de KpKs-verhouding in Overdrive een waarde heeft in het bereik tussen 1,8 en de KpKs-verhouding in Low.

In de transmissie volgens de uitvinding is op voordelige wijze gebruik gemaakt van transmissieparameters op de evenwichts-klemkrachtverhouding ofwel KpKs-curve van de transmissie. Uit een aan de uitvinding ten grondslag liggende analyse van dit fenomeen is gebleken, dat in het bijzondere geval van de transmissie voorzien van een drijfriem van het zogenaamde duwband-type de KpKs-curve onverwachts en in een aanzienlijke mate afwijkt van hetgeen in een eerste voor de hand liggende benadering verwacht kon worden. Meer in het bijzonder blijkt uit de analyse volgens de uitvinding de invloed op de genoemde KpKs-curve van de contacthoek, dat wil zeggen de verhouding tussen de tangens van de contacthoek voor de primaire poelie en die voor de secundaire poelie en van de tangentiale wrijvingscoëfficiënt tussen duwband en poelie. In een nadere uitwerking van de uitvinding heeft de evenwichts-klemkrachtverhouding ofwel de KpKs-curve over het hele bereik van overbrengingsverhoudingen van de transmissie, tenminste bij toepassing van een veiligheidsfactor Sf rond de 1,3, daarom een getalswaarde in het bereik van 1,6 tot en met 1,2 en heeft bovendien bij voorkeur een nagenoeg lineair verloop. In een bijzonder voordelige toepassing van de uitvinding, is de KpKs-verhouding onder de genoemde omstandigheden nagenoeg constant en heeft daarbij een waarde van ongeveer 1,3 in Low tot ongeveer 1,5 in Overdrive.

- 30 In een dergelijke transmissie is in het bijzonder de invloed van de absolute waarde van de contacthoeken op het functioneren daarvan, in rekening gebracht, zoals hieronder nader uiteengezet zal worden. Met een dergelijke transmissie kan een aanzienlijke rendementswinst worden behaald, zonder daarbij, althans in aanmerkelijke mate, afbreuk te doen aan de belangrijkste functionele aspecten en de prestatie van de transmissie voorzien van de duwband. Een lineair verloop van de
- 35

KpKs-curve is daarbij volgens de uitvinding van voordeel daar in dat geval de transmissie in elke overbrengingsverhouding voordelig op min of meer gelijke wijze op een verandering in de primaire en/of secundaire klemkracht zal reageren. Dit aspect komt ten goede aan de eenvoud en de robuustheid van de  
 5 transmissieregeling verantwoordelijk voor het afregelen van de gewenste klemkrachten.

De onderhavige uitvinding voorziet tevens in een aantal uitvoeringsvoorbeelden van de transmissie, waarin de genoemde evenwichts-klemkrachtverhouding op voordelige wijze zijn gerealiseerd, welke voorbeelden hierna onder verwijzing naar  
 10 de bijgevoegde verklarende figuren zijn beschreven.

Figuur 1 toont schematisch een doorsnede van een continu variabele transmissie voorzien van twee poelies en een drijfriem volgens de stand der techniek.

Figuur 2 toont een vereenvoudigd zijaanzicht van de transmissie uit figuur 1.  
 15 Figuur 3 toont een doorsnede van de duwband, die bij voorkeur als drijfriem in de continu variabele transmissie volgens de uitvinding kan worden toegepast.

Figuur 4 toont een zijaanzicht van een dwarselement uit de duwband volgens de figuur 3.

Figuur 5 toont een detail van een poelleschijf en in het bijzonder het contactvlak daarvan, zoals die in combinatie met de duwband uit de figuur 3 in de continu variabele transmissie volgens de uitvinding kan worden toegepast.  
 20

Figuur 6 illustreert het verschil in klemkracht tussen de primaire poelie en de secundaire poelie als gevolg van de overbrengingsverhouding.

Figuur 7 illustreert aan de hand van klein part van een gekromde drijfriem de  
 25 relatie tussen een trekspanning daarin en een radiaal naar binnen uitgeoefende krachtcomponent.

Figuur 8 is een diagram waarin de op theoretische wijze benaderde evenwichts-klemkrachtverhouding is uitgezet tegen de overbrengingsverhouding van de bekende transmissie met een voor beide poelies constante contacthoek van 11  
 30 graden.

Figuur 9 is een diagram waarin voor de primaire en de secundaire poelie de zogenaamde contacthoek-contour is uitgezet tegen de overbrengingsverhouding, waarbij de op theoretische wijze benaderde evenwichts-klemkrachtverhouding gelijk is aan 1 onafhankelijk van die overbrengingsverhouding.

35 Figuur 10 is een weergave van het krachtenspel in de transmissie voorzien van

een drijfriem van het duwband-type en illustreert het verschil in klemkracht tussen de primaire poelie en de secundaire poelie als gevolg van de overbrengingsverhouding.

Figuur 11 illustreert in een tangentiale doorsnede van de drijfriem en een poelie het krachttenspel in het contact daartussen onder invloed van de uitgeoefende axiale klemkracht.

Figuur 12 is een diagram waarin voor de primaire en de secundaire poelie de optimale zogenaamde contacthoek-contour is uitgezet tegen de overbrengingsverhouding voor een transmissie voorzien van een drijfriem van het duwband-type.

De figuur 1 toont schematisch een doorsnede van een continu variabele transmissie 1 volgens de stand der techniek. De bekende transmissie 1 omvat een primaire poelie 2 die door een niet afgebeelde motor kan worden aangedreven met een krachtkoppel  $T_p$  en een secundaire poelie 3 die een niet afgebeelde last kan aandrijven met krachtkoppel  $T_s$ . Beide poelies 2 en 3 zijn voorzien van een vast aan de respectievelijke poelie-as 20, 30 bevestigde poelieschijf 21, 31 en van een ten opzichte van die as 20, 30 axiaal verplaatsbare poelieschijf 22, 32. Tussen de poelieschijven 21, 22, 31, 32 is een drijfriem 10, meer in het bijzonder een duwband 10, ingeklemd, zodat met behulp van wrijving mechanisch vermogen tussen de beide assen 20 en 30 kan worden overgebracht. Een axiaal georiënteerde kracht waarmee de drijfriem 10 per poelie 2, 3 wordt ingeklemd, welke in het vervolg is aangeduid als de primaire klemkracht  $K_p$ , respectievelijk de secundaire klemkracht  $K_s$ , wordt daarbij gerealiseerd door het aanbrengen van een hydraulische druk in een respectievelijke drukkamer 24, 34 van de beide poelies 2 en 3.

De overbrengingsverhouding  $R_s/R_p$  van de transmissie 1 wordt bepaald door de verhouding tussen een secundaire loopstraal  $R_s$  en een primaire loopstraal  $R_p$  van de drijfriem 10, dat wil zeggen de effectieve radiale positie daarvan tussen de poelieschijven 21, 22, 31 en 32 van de respectievelijke poelies 2 en 3. De genoemde loopstralen  $R_p$  en  $R_s$  en daarmee de conform de uitvinding gedefinieerde overbrengingsverhouding  $R_s/R_p$  van de transmissie 1 kunnen worden gevareerd door de verplaatsbare schijven 22, 32 in een onderling tegengestelde axiale richting over de respectievelijke poelie-as 20, 30 te doen bewegen. In de figuur 1 is de transmissie 1 als voorbeeld met een kleine overbrengingsverhouding  $R_s/R_p$  afgebeeld, dat wil zeggen met een relatief grote primaire loopstraal  $R_p$  en een relatief kleine secundaire loopstraal  $R_s$ .

Overigens staan de overbrengingsverhouding  $R_s/R_p$ , de primaire loopstraal  $R_p$

en de secundaire loopstraal  $R_s$  onderling in een eenduidig gedefinieerde en geometrisch bepaalde onderlinge relatie, die onder meer wordt bepaald door de lengte van de drijfriem 10, de afstand tussen rotatie-assen van de respectievelijke poelies 2, 3 en de grootst en de kleinste mogelijke loopstralen  $R_p$  en  $R_s$ , zodat deze

5 naar believen in elkaar kunnen worden omgerekend.

In de figuur 2 is de bekende transmissie 1 nog eens in zijaanzicht afgebeeld met aan de linkerzijde van de figuur de primaire poelie 2 met de primaire as 20 en aan de rechterzijde de secundaire poelie 3 met de secundaire as 30. In tegenstelling tot in de figuur 1, is in deze figuur de transmissie 1 juist met een relatief grote overbrengingsverhouding  $R_s/R_p$  afgebeeld, waarin de primaire loopstraal  $R_p$  kleiner is dan de secundaire loopstraal  $R_s$  en waardoor tijdens bedrijf de primaire poelie 2 een kleinere rotatiesnelheid zal hebben dan de secundaire poelie 3. De getoonde drijfriem 10 is een zogenaamde duwband 10, die een nagenoeg continue reeks dwarselementen 11, waarvan er voor de eenvoud slechts een aantal is afgebeeld, en tenminste één pakket 12 van een aantal onderling in radiale richting genestel en zichzelf gesloten platte en dunne metalen ringen omvat.

20 Deze duwband 10 is in de figuren 3 en 4 meer in detail getoond, waarbij de figuur 3 een doorsnede van de duwband 10 laat zien en de figuur 4 een zijaanzicht van een dwarselement 11 daaruit toont. In de doorsnede is het vooraanzicht van het dwarselement 11 te zien, dat aan weerszijden is voorzien van een uitsparing in elk waarvan een ringpakket 12. De ringpakketten 12 en de dwarselementen 11 sluiten elkaar in de radiale ofwel hoogterichting op, maar de dwarselementen 11 zijn in de omtreksrichting van de ringpakketten 12 wel daallangs beweegbaar. De dwarselementen 11 zijn verder voorzien van een uitstulping in de omtreksrichting van het element 11 aangebracht kuil 14, welke nop 13 en kuil 14 dienen voor het onderling stabiliseren van de reeks van dwarselementen 11 in de duwband 10.

Een onderste gedeelte 15 van het dwarselement 11 loopt taps toe, zodat aangrenzende dwarselementen 11 onderling kunnen kantelen en de duwband 10 een boog kan beschrijven, zoals waar deze is ingeklemd tussen de poelieschijven 21, 22, 31, 32 van de respectievelijke poelies 2 en 3. Opgemerkt wordt dat de eerder genoemde effectieve radiale positie, dat wil zeggen de effectieve loopstraal  $R_p$ ,  $R_s$  van de duwband 10, in hoofdzaak overeenkomt met een radiale positie van de bovenzijde van het onderste gedeelte 15 van het dwarselement 11, welke bovenzijde ook wel wordt aangeduid als de kantellijn 17 van de dwarselementen 10 waardens

d deze onderling in contact staan in de genoemde boog. Het onderste gedeelte 15 is verder aan weerszijden voorzien van zogenaamde loopvlakken 16 via welke het dwarselement 11 tussen de poelieschijven 21, 22; 31 32 wordt ingeklemd, waarbij de rotatie van een aandrijvende poelie 2 via wrijving op de ingeklemde dwarselementen

- 5 11 wordt overgebracht. Daarbij kan tussen de dwarselementen 11 een aanzienlijke duwkracht ontstaan, waardoor deze elkaar over de ringpakketten 12 voortduwen in de richting van de aangedreven poelie 3. Vervolgens wordt daar waar de duwband 10 is ingeklemd tussen de schijven 31 en 32 van de aangedreven poelie 3 de tussen de dwarselementen 11 aanwezige duwkracht nagenoeg volledig via wrijving daaraan overgedragen. De dwarselementen 11 duwen elkaar tenslotte onder uitoefening van
- 10 een relatief lage duwkracht weer terug van de aangedreven poelie 3 naar de aandrijvende poelie 2. De ringpakketten 12 zorgen er daarbij voor dat de dwarselementen 11 de voor de duwband 10 beoogde baan blijven volgen.

In de figuur 5 is een detail van een poelieschijf 43 afgebeeld aan de hand van

- 15 een doorsnede daarvan gezien in tangentiële richting. Een zogenaamd contactvlak 40 van de poelieschijf 43, waarmee deze in contact komt met een loopvlak 16 van de dwarselementen 11 is voorzien van een kromming met een al dan niet variabele kromtestraal R40, waarbij een contacthoek  $\lambda$ , gedefinieerd tussen een raaklijn 41 in een punt R op het contactvlak 40 en de radiale richting 42, gezien in die radiale richting toeneemt. Aldus beschrijven de contactvlakken 40 in de transmissie 1 in de tangentiële doorsnede een contour die kan worden gedefinieerd als de relatie tussen de lokale contacthoek  $\lambda$  en de overbrengingsverhouding  $Rs/Rp$  van de transmissie 1.
- 20 Per poelie 2, 3 worden de genoemde contour aangeduid als de primaire  $\lambda_p(Rs/Rp)$  en de secundaire  $\lambda_s(Rs/Rp)$  contacthoek-contour respectievelijk, waarbij de vaste en
- 25 de beweegbare schijven 21, 22, 31 en 32 van een poelie 2, 3 van een gelijke contour zijn voorzien. Tevens kunnen ook de beide poelies 2 en 3 onderling gelijkvormig zijn, dat wil zeggen voorzien van onderling spiegelbeeldige contacthoek-contouren  $\lambda_p(Rs/Rp)$  en  $\lambda_s(Rs/Rp)$ .

Teneinde optimaal met de gekromde contactvlakken 40 van de poelies 2 en 3

- 30 te kunnen samenwerken, zijn de loopvlakken 16 van het dwarselement 11 gezien in de doorsnede van de duwband 10 volgens de figuur 3 voorzien van een kromming. Hierbij is in de contour van de loopvlakken 16 een bereik van contacthoeken  $\lambda$  gedefinieerd dat minimaal overeenkomt met een door de contactvlakken 40 van de poelies 2 en 3 gedefinieerde contacthoek-contouren  $\lambda_p(Rs/Rp)$  en  $\lambda_s(Rs/Rp)$ .

- 35 De voor een evenwichtstoestand van de transmissie 1, ofwel voor een

constante overbrengingsverhouding benodigde klemkrachtverhouding, de KpKs-verhouding, vindt zijn oorsprong in de evenwichtsvoorwaarde dat er per poelie 2, 3 een trekkracht  $F_t$  in de ringpakketten 12 van de drijfriem 10 wordt opgewekt, die onderling gelijk dienen te zijn. Deze evenwichtsvoorwaarde is geïllustreerd in de figuur 6. De trekkracht  $F_t$  ontstaat daarbij per poelie 2 en 3 als gevolg van de in radiale richting op de drijfriem 10 werkende radiaalkrachten  $F_{rp}$ , respectievelijk  $F_{rs}$ , welke krachten  $F_{rp}$  en  $F_{rs}$  ontstaan als gevolg van de lokale contacthoek  $\lambda_p$ ,  $\lambda_s$  en de per poelie 2, 3 tussen de schijven 21 en 22, respectievelijk 31 en 32 daarvan aangelegde en de in hoofdzaak axiaal georiënteerde klemkracht  $K_p$ ,  $K_s$ .

5 Uitgeschreven voor de primaire poelie 2 geldt dan:

10 Uitgeschreven voor de primaire poelie 2 geldt dan:

$$F_{rp} = K_p * \tan(\lambda_p) \quad (6)$$

De radiaalkrachten  $F_{rp}$  en  $F_{rs}$  werken op de loopvlakken 16 van de dwarselementen 11 over de lengte van de tussen de poelieschijven 21, 22, 31, 32 van respectievelijke primaire poelie 2 en secundaire poelie 3 ingeklemde delen van de drijfriem 10. De genoemde lengte kan per poelie 2, 3 worden gekwantificeerd als een door het ingeklemde deel van de drijfriem 10 omsloten hoek, die hier wordt aangeduid als de primaire bandhoek  $\alpha_p$  en de secundaire bandhoek  $\alpha_s$  respectievelijk. De voor evenwicht benodigde radiaalkrachten  $F_{rp}$  en  $F_{rs}$  worden dan bepaald door de sommatie over de respectievelijke bandhoek  $\alpha_p$  en  $\alpha_s$  van de trekkracht  $F_t$  per eenheid van de bandhoek  $d\alpha$ . Uitgeschreven voor de primaire poelie 2 geldt dus:

$$25 F_{rp} = \int_0^{\alpha_p} \frac{F_t}{R_p} * R_p * d\alpha \quad (7)$$

De afleiding van de vergelijking (3) is geïllustreerd in de figuur 7 aan de hand van een klein part van een ringpakket 12.

Vergelijkingen (6) en (7) kunnen op overeenkomstige wijze voor de secundaire poelie 3 worden afgeleid, waarbij de genoemde evenwichtsvoorwaarde voor een constante overbrengingsverhouding dat de opgewekte trekspanning  $F_t$  voor beide poelies 2 en 3 van toepassing is, zodat voor de evenwichts-klemkrachtverhouding  $K_pK_s$  geldt:

$$K_p K_s = \frac{K_p}{K_s} = \frac{\tan(\lambda s)}{\tan(\lambda p)} * \frac{\int_0^{\alpha_p} F_t * d\alpha}{\int_0^{\alpha_s} F_t * d\alpha} = \frac{\tan(\lambda s) * \alpha_p}{\tan(\lambda p) * \alpha_s} \quad (8)$$

5

waarbij de bandhoeken  $\alpha_p$  en  $\alpha_s$  in afhankelijkheid van de respectievelijke loopstraal  $R_p$ ,  $R_s$  en daarmee ook in afhankelijkheid van de overbrengingsverhouding  $R_s/R_p$  variëren. Een dergelijke relatie tussen de bandhoeken  $\alpha_p$  en  $\alpha_s$  en de loopstralen  $R_s$  en  $R_p$  wordt bepaald door de geometrie van de transmissie 1 en kan bijvoorbeeld

10 relatief nauwkeurig worden benaderd met:

$$\alpha_p = \pi + 2 * \arcsin\left(\frac{R_p - R_s}{2 * R_{p_{MAX}}}\right) \quad \text{en} \quad \alpha_s = 2\pi - \alpha_p \quad (9)$$

met  $R_s(R_p, R_{p_{MIN}}, R_{p_{MAX}})$ :

$$15 \quad 2 * \sqrt{(2 * R_{p_{MAX}})^2 - (R_s - R_p)^2} + \pi * (R_s + R_p) + \\ 2 * \arcsin\left(\frac{R_s - R_p}{2 * R_{p_{MAX}}}\right) * (R_s - R_p) = 2 * \sqrt{(2 * R_{p_{MAX}})^2 - (R_{p_{MAX}} - R_{p_{MIN}})^2} + \\ \pi * (R_{p_{MAX}} + R_{p_{MIN}}) + 2 * \arcsin\left(\frac{R_{p_{MAX}} - R_{p_{MIN}}}{2 * R_{p_{MAX}}}\right) * (R_{p_{MAX}} - R_{p_{MIN}}) \quad (10)$$

20

waarin  $R_{p_{MIN}}$  de kleinste optredende primaire loopstraal  $R_p$  is en  $R_{p_{MAX}}$  de grootste optredende primaire loopstraal  $R_p$  is. In de afleiding van de vergelijkingen (9) en (10) is verondersteld dat de beide poelen 2 en 3 in radiale richting zo dicht mogelijk naast elkaar zijn geplaatst, hetgeen bijvoorbeeld het geval is in de figuur 6, maar ook in het

25 algemeen wordt nagestreefd in motorvoertuigen.

De op iteratieve of numerieke wijze te bepalen oplossing van de vergelijkingen (8), (9) en (10) voor de  $K_p K_s$ -verhouding in relatie tot de overbrengingsverhouding  $R_s/R_p$  waarbij de contacthoeken  $\lambda_p$  en  $\lambda_s$  een constante en onderling gelijke waarde hebben -in dit voorbeeld 11 graden- is gegeven in de figuur 8.

30 Uit de bovenstaande analyse, die overigens onafhankelijk is van het type drijfriem 10 wat wil zeggen dat deze niet alleen voor de duwband 10 uit de figuren 2-4 maar tevens voor een rubberen V-snaar, een metalen ketting of dergelijke geldt, kan worden afgeleid dat de  $K_p K_s$ -verhouding kan worden beïnvloed door een onderling afwijkende waarde voor de primaire contacthoek  $\lambda_p$  en/of de secundaire contacthoek  $\lambda_s$  te kiezen. De verhouding tussen de contacthoeken  $\lambda_p$ ,  $\lambda_s$  in

35

afhankelijkheid van de overbrengingsverhouding  $Rs/Rp$  van de transmissie, waarbij de onderlinge evenwichtsverhouding van de klemkrachten  $Kp$  en  $Ks$  -de genoemde KpKs-curve- voordelig gelijk aan 1 is voor alle overbrengingsverhoudingen  $Rs/Rp$ , dient daarbij te voldoen aan de vergelijking (4) met  $KpKs=1$ :

5

$$\frac{\tan(\lambda s)}{\tan(\lambda p)} = \frac{\alpha s}{\alpha p} \quad (11)$$

Uit de vergelijking (11) volgt overigens direct, dat de contacthoeken  $\lambda p$ ,  $\lambda s$  een gelijke waarde hebben in de overbrengingsverhouding  $Rs/Rp$  waarin de bandhoeken  $\alpha p$  en  $\alpha s$  -en dus ook de loopstralen  $Rp$  en  $Rs$ - gelijk aan elkaar zijn.

10

Een mogelijke oplossing van de vergelijking (11) is weergegeven in het diagram uit de figuur 9, waarin voor de primaire poelie 2 en de secundaire poelie 3 de respectievelijke contacthoek  $\lambda p$ ,  $\lambda s$  is uitgezet tegen de overbrengingsverhouding  $Rs/Rp$  in de zogenaamde contacthoek-contouren  $\lambda p(Rs/Rp)$  en  $\lambda s(Rs/Rp)$ . De op

15

theoretische wijze benaderde KpKs-verhouding is daarbij dus gelijk aan 1 in alle mogelijke overbrengingsverhoudingen  $Rs/Rp$ . Het diagram uit de figuur 9 is van toepassing voor een typische transmissie 1 met een kleinste primaire loopstraal  $Rp_{MIN}$  van ongeveer 30 mm en met een grootste primaire loopstraal  $Rp_{MAX}$  van ongeveer 75 mm gecombineerd met een onderling gelijke en kleinst mogelijke

20

radiale afmeting van de poelies 2 en 3.

25

Hoewel de hierboven besproken analyse dat wel suggereert, vormen de genoemde en schijnbaar optimale contacthoek-contouren  $\lambda p(Rs/Rp)$  en  $\lambda s(Rs/Rp)$  niet in alle gevallen de meest ideale oplossing voor een verbeterd rendement van de transmissie 1 via de beïnvloeding van de evenwichts-klemkrachtverhouding KpKs, althans niet voor de onderhavige transmissie 1 voorzien van de duwband 10.

30

Ten eerste kan het met name in combinatie met de Master-Slave regeling van groot voordeel zijn de KpKs-verhouding groter dan 1 te kiezen zoals hierboven reeds werd beschreven. Ten tweede heeft Aanvraagster door een aan de uitvinding ten grondslag liggende analyse van dit fenomeen ontdekt, dat in het bijzondere geval van de transmissie 1 voorzien van een duwband 10 tijdens bedrijf daarvan een uniek krachtenspel in de duwband 10 ontstaat, dat van belangrijke invloed is op de evenwichtsverhouding van de klemkrachten  $Kp$  en  $Ks$ . In dit opzicht is bovendien gebleken, dat in het streven naar een verbeterd rendement van de transmissie 1 door de evenwichts-klemkrachtverhouding KpKs te beïnvloeden door aanpassing van de contacthoeken  $\lambda p$  en  $\lambda s$ , de mechanische belasting van de duwband 10 en

met name een vermoeiingsbelasting van de ringpakketten 12 daarvan, maar bijvoorbeeld ook het dynamisch gedrag van de transmissie 1 wordt beïnvloed.

Gelet op de complexiteit van deze fenomenen en de interactie daartussen is een analytische beschrijving daarvan niet of slechts met extreem veel inspanning te verwezenlijken. Volgens de onderhavige uitvinding volstaat echter een kwalitatieve analyse, op basis waarvan een verbeterd transmissieontwerp wordt voorgesteld.

De kwalitatieve analyse volgens de uitvinding gaat uit van een duwkracht  $F_d$  tussen de dwarselementen 11, een trekkracht  $F_t$  in de ringen en een normaalkracht in radiale richting  $F_r$  tussen de individuele dwarselementen 11 en de ringpakketten 12, zoals die op de poelies 2 en 3 optreedt. De duwkracht  $F_d$  is daarbij in hoofdzaak verantwoordelijk voor de overdracht van koppel tussen de poelies 2 en 3, waarbij de ringpakketten 12 de dwarselement 11 bij elkaar houden en samen met de poelies 2 en 3 in een gewenste baan dwingen. Volgens de uitvinding geldt daarbij per poelie 2, 3 de volgende vergelijking (hier uitgeschreven voor de primaire poelie):

$$15 \quad K_p * \tan(\lambda_p) = \frac{\int \delta[F_t(\alpha_p)] - \delta[F_d(\alpha_p)]}{R_p} * R_p * \delta \alpha_p \quad (12)$$

ofwel, voor evenwicht tussen de beide poelies 2 en 3:

$$20 \quad K_p K_s = \frac{\tan(\lambda_s)}{\tan(\lambda_p)} * \frac{\int \delta[F_t(\alpha_p)] - \delta[F_d(\alpha_p)] * \delta \alpha_p}{\int \delta[F_t(\alpha_s)] - \delta[F_d(\alpha_s)] * \delta \alpha_s} \quad (13)$$

Uit deze vergelijkingen volgt dat, in geval van de duwband 10 de evenwichts-klemkrachtverhouding  $K_p K_s$  behalve door de contacthoeken  $\lambda_p$ ,  $\lambda_s$ , ook door de duwkracht  $F_d$  en meer in het bijzonder door de verdeling daarvan over de bandhoek  $\alpha_p$ ,  $\alpha_s$  wordt beïnvloed. Volgens de uitvinding op basis van de vergelijking (11) worden gesteld, dat de duwkracht  $F_d$  de door de respectievelijke klemkracht  $K_p$ ,  $K_s$  opgewekte radiaalkrachten  $F_{rp}$  en  $F_{rs}$  deels compenseert. Overigens staan de dwarselementen 11 en de ringpakketten 12 onderling in wrijvingscontact, zodat er als gevolg van een onderling snelheidsverschil een trekkracht  $F_t$  opbouwt, respectievelijk afbouwt, in de ringen optreedt, welk fenomeen in geval van de duwband 10 een analytische oplossing voor de evenwichts-klemkrachtverhouding  $K_p K_s$  verder compliceert. De onderhavige uitvinding stelt daarom een kwalitatieve analyse voor.

De kwalitatieve uitwerking is geïllustreerd in de figuur 10 en is gebaseerd op de kennis dat tijdens bedrijf van de transmissie 1, wanneer een koppel  $T_p$  tussen de poelies 2 en 3 wordt overgedragen, per poelie 2, 3 de bandhoek  $\alpha_p$ ,  $\alpha_s$  is

opgebouwd uit een tweetal opeenvolgende delen. In een eerste deel van de bandhoek, de zogenaamde kruiphoek K, wordt de duwkracht  $F_d$  tussen de dwarselementen 11 van de duwband 10 opgebouwd, respectievelijk afgebouwd, in het wrijvingscontact met de poelie 2, 3. In een tweede deel van de bandhoek, de zogenaamde rusthoek R, is de duwkracht  $F_d$  bij benadering constant en wel 5 nagenoeg gelijk aan nul op de aandrijvende poelie -hier de primaire poelie 2- en gelijk aan een maximale waarde  $F_d\text{-max}$  op de aangedreven poelie -hier de secundaire poelie 3. De kruiphoek K waarover de opbouw, respectievelijk afbouw, plaatsvindt onder gelijke omstandigheden -d.w.z. een gelijke wrijvingscoëfficiënt en 10 normaalkracht tussen het dwarselement 11 en de respectievelijke poelie 2, 3- is van een bij benadering overeenkomstige lengte, zodat bij een relatief hoge klemkracht de kruiphoek K ten opzichte van de totale bandhoek  $\alpha_p$ , as relatief klein is.

In de figuur 10 is een en ander weergegeven voor de kleinste overbrengingsverhouding of Overdrive, waarbij de dubbele pijlen het lokaal tussen 15 aangrenzende dwarselementen 11 in de duwband 10 heersende niveau van de duwkracht  $F_d$  aanduiden, maar niet de richting van de duwkracht  $F_d$ , welke immers in de langsrichting van de duwband 10 is georiënteerd. Tevens is in de figuur een mogelijk verloop van de trekkracht  $F_t$  in het ringpakket over de omtrek van de duwband 10 weergegeven, dat in dit voorbeeld de overdracht van het koppel  $T_p$  20 tegenwerkt. Immers de trekkracht heeft het hoogste niveau  $F_t\text{-max}$  aan de zijde van de duwband 10 waar de hoogste duwkracht  $F_d\text{-max}$  heerst en het laagste niveau  $F_t\text{-min}$  aan de zijde van de duwband 10 waar de laagste, te weten nagenoeg geen duwkracht  $F_d$  aanwezig is. Het verloop van de trekkracht  $F_t$  kan afhankelijk van in het bijzonder het niveau van het koppel  $T_p$  overigens ook precies omgekeerd zijn.

25 Uit de figuur 10 volgt in kwalitatieve zin dat, althans in Overdrive, de evenwichtsklemkrachtverhouding  $K_pK_s$  in geval van de duwband een beduidend andere waarde heeft dan die volgens de vergelijking (8) verwacht kon worden. Een sommatie van de duwkracht  $F_d$  over de primaire bandhoek  $\alpha_p$  is immers duidelijk kleiner dan de sommatie van de duwkracht  $F_d$  over de secundaire bandhoek  $\alpha_s$ . Dit 30 leidt ertoe, dat de hierboven afgeleide optimale contacthoek-contouren  $\lambda_p(R_s/R_p)$  en  $\lambda_s(R_s/R_p)$  niet van toepassing zijn voor de transmissie 1 voorzien van de duwband 10.

Verder volgt uit de bovenstaande analyse, dat de evenwichts-klemkracht-verhouding  $K_pK_s$  behalve door de verhouding tussen de primaire en de secundaire 35 contacthoeken  $\lambda_p$  en  $\lambda_s$  ook kan worden beïnvloed, althans kan worden verkleind in

Overdrive, door tenminste op één van beide poelies 2, 3 de rusthoek R te verkorten ofwel de kruiphoek K te verlengen. Voor de secundaire poelie 3 zal dit immers leiden tot een afname van de sommatie van de duwkracht Fd over de secundaire bandhoek as en voor de primaire poelie 2 tot een toename daarvan, hetgeen in beide gevallen

- 5 conform de vergelijking (12) leidt tot een verlaging van de evenwichtsklemkrachtverhouding KpKs. In Overdrive is een verkorte rusthoek R op de secundaire poelie 3 niet de meest voordelige optie, daar deze in dit geval wordt bepaald door de gewenste veiligheidsfactor Sf, die in het kader van de onderhavige uitvinding wordt beschouwd als een gegeven randvoorwaarde. Daarentegen is het
- 10 volgens de uitvinding wel voordelig mogelijk de KpKs op gunstige wijze te beïnvloeden door de kruiphoek R op de primaire poelie 2 te verlengen, althans voor de primaire loopstraal Rp in Overdrive.

Volgens de uitvinding kan de kruiphoek worden verlengd door de krachtoverdracht tussen de primaire poelie 2 en de duwband 10 althans verrassenderwijs juist minder efficiënt te doen verlopen, bijvoorbeeld door de effectieve wrijvingscoëfficiënt  $\mu$  daartussen -zie ook de vergelijking (1)- kleiner te kiezen. Volgens de gangbare theorie kan de wrijvingscoëfficiënt  $\mu$  van een gesmeerd wrijvingscontact, zoals dat in de onderhavige transmissie gebruikelijk wordt toegepast, door het ontwerp van de poelie 2 worden verkleind, bijvoorbeeld door de contactdruk tussen duwband 10 en poelie 2 te verlagen -bijvoorbeeld door het toepassen van een relatief grote kromtestraal R40 voor de primaire poelieschijven-, of door de oppervlakteruwheid van de poelieschijven 21 en 22 te verlagen.

De genoemde maatregelen hebben daarbij met name betrekking op het contactpunt tussen de duwband 10 en de primaire poelie 2 bij een overbrengingsverhouding Rs/Rp kleiner dan 1 op, ofwel op een relatief grote primaire loopstraal Rp, meer in het bijzonder de grootste primaire loopstraal Rp die de overbrengingsverhouding Overdrive bepaald. Op de overige posities in de transmissie 1, dat wil zeggen op een relatief kleine primaire loopstraal Rp, zoals bijvoorbeeld de primaire loopstraal Rp in Low, alsmede op een willekeurige loopstraal Rs op de secundaire poelie 3, is het daarentegen voordelig om de genoemde maatregelen niet toe te passen en de krachtoverdracht tussen duwband 10 en poelie 2, 3 juist zo efficiënt mogelijk te doen verlopen. Enerzijds omdat op de genoemde relatief kleine primaire loopstraal Rp en een bijbehorende relatief grote secundaire loopstraal Rs, dat wil zeggen in een overbrengingsverhouding Rs/Rp nabij of gelijk aan de overbrengingsverhouding Low, de evenwichts-klemkracht-

verhouding  $K_p K_s$  toch al nagenoeg gelijk aan 1 is, zodat de rendementswinst eerder gering zal zijn, en anderzijds omdat de effectiviteit van de krachtoverdracht niet alleen op de genoemde relatief kleine primaire loopstraal  $R_p$ , maar ook op een relatief kleine secundaire loopstraal  $R_s$  bepalend is voor het bij een gegeven klemkracht  $K_p$  of  $K_s$  maximaal door te leiden koppel.

5      klemkracht  $K_p$  of  $K_s$  maximaal door te leiden koppel.

De hierboven besproken maatregelen kunnen los van of aanvullend op een aanpassing van de contacthoek-contouren  $\lambda_p(R_s/R_p)$  en  $\lambda_s(R_s/R_p)$  worden toegepast. Volgens de uitvinding volgt echter uit een nadere analyse dat ten behoeve van de principieel meest optimale  $K_p K_s$ -curve vanuit het oogpunt van transmissierendement, waarin de evenwichtsverhouding van de klemkrachten constant gelijk is aan 1, contacthoek-contouren  $\lambda_p(R_s/R_p)$  en  $\lambda_s(R_s/R_p)$  benodigd zijn die andere functionele aspecten van de transmissie 1 juist verslechtern. Meer in het bijzonder kan het in totaal benodigde verschil tussen de kleinste en de grootste contacthoek  $\lambda_p$ ,  $\lambda_s$  onvoordelig groot kunnen worden. Enerzijds kan de kleinste benodigde contacthoek  $\lambda_p$ ,  $\lambda_s$  bijvoorbeeld zodanig klein zijn, dat de radiale component  $F_r$  van de klemkracht  $K_p$ ,  $K_s$  te klein is om een wrijving in radiale richting tussen de duwband 10 en de poelie 2, 3 te overwinnen, als gevolg waarvan het onmogelijk zou zijn de overbrengingsverhouding van de transmissie 1 wijzigen. Anderzijds kan de grootst benodigde contacthoek  $\lambda_p$ ,  $\lambda_s$  bijvoorbeeld zodanig groot zijn, dat de ringpakketten 12 overmatig door de radiale component  $F_r$  van de klemkracht  $K_p$ ,  $K_s$  worden belast. Een beschrijving van dergelijke fenomenen kan bijvoorbeeld worden gevonden in EP-0 798 492 en de niet voorgepubliceerde Nederlandse octrooiaanvraag 1022157 op naam van Aanvraagster.

Nog een nadelig gevolg van een groot verschil tussen de kleinste en grootste benodigde contacthoek  $\lambda_p$ ,  $\lambda_s$  is, dat de contactvlakken 40 van de poelies 2 en 3 en de loopvlakken 16 van de dwarselementen 11 relatief sterk gekromd dienen te zijn om een in een beperkte afmeting een dergelijk verschil te kunnen realiseren. Hierdoor kan de contactspanning daartussen een ongewenste of zelfs ontoelaatbare waarde aannemen. Zoals eerder besproken, wordt ook de uitlijning van de transmissie 1 door de contacthoek-contouren  $\lambda_p(R_s/R_p)$  en  $\lambda_s(R_s/R_p)$  bepaald en is daarvoor een beperkende factor.

In de empirische benadering volgens de uitvinding, waarin de dergelijke aspecten zijn meegenomen, dienen de contacthoeken tenminste in Overdrive te voldoen aan de voorwaarde:

$$1 < \frac{\tan(\lambda p)}{\tan(\lambda s)} \leq 1,6 \quad (14)$$

Meer in het bijzonder voldoet deze verhouding bovendien in Low aan de

5 voorwaarde:

$$0,6 \leq \frac{\tan(\lambda p)}{\tan(\lambda s)} < 1 \quad (15)$$

De hierboven besproken analyse stelt enkel een voorwaarde aan de  
 10 verhouding tussen de contacthoeken  $\lambda p$  en  $\lambda s$ , maar geeft nog niet de optimale waarden daarvoor. Deze optimale waarden worden volgens de uitvinding als volgt gevonden. Volgens de uitvinding wordt de ondergrens voor de contacthoeken  $\lambda p$  en  $\lambda s$  enerzijds bij voorkeur zo klein mogelijk gekozen, omdat daardoor de radiaalkracht  $F_{rp}$ ,  $F_{rs}$  en dus ook de trekkracht  $F_t$  in de ringpakketten 12 voordelig klein zal zijn.  
 15 De genoemde trekkracht  $F_t$  draagt immers niet of nauwelijks bij aan de overdracht van het aangeboden koppel  $T_p$ , terwijl de ringpakketten 12 wel mechanisch belast worden door de trekkracht  $F_t$ . Anderzijds dient volgens de uitvinding onder alle omstandigheden een verplaatsing in radiale richting van de drijfriem 10 tussen de poelieschijven 21, 22, 31 32 mogelijk te zijn ten einde de overbrengingsverhouding  
 20  $R_s/R_p$  te kunnen wijzigen. Hiertoe dient de genoemde radiaalkracht  $F_{rp}$  tenminste een wrijving  $F_w$  tussen de drijfriem 10 en een poelie 2, 3 te kunnen overwinnen.

Uitgeschreven voor de primaire poelie 2 geldt dan:

$$\frac{K_p}{\cos(\lambda p)} * \tan(\lambda p) = \frac{F_{rp}}{\cos(\lambda p)} = F_w > F_w = \mu_R * F_n = \mu_R * \frac{K_p}{\cos(\lambda p)} \quad (16)$$

25 Hierin is  $\mu_R$  een wrijvingscoëfficiënt die in de radiale richting wordt gemeten in het contact tussen een loopvlak 16 van de drijfriem 10 en het contactvlak 40 van een poelieschijf 43, en is  $F_n$  een normaalkracht in dat contact. De vergelijking (16) is schematisch geïllustreerd in de figuur 11, waarin de krachten  $-K_p$ ,  $F_w$ ,  $F_{rp}$   $F_n$ - die in  
 30 het genoemde contact tussen werken zijn weergegeven. Uit de vergelijking (16) volgt de voorwaarde dat een contacthoek  $\lambda$  groter dient te zijn dan de arc-tangens van de radiale wrijvingscoëfficiënt  $\mu_R$ . In het gesmeerde metaal/metaal-contact tussen de poelies 2 en 3 en de drijfriem 10 van de transmissie geldt typisch een maximale waarde van ongeveer 0,12 voor  $\mu_R$ . Aldus is volgens de uitvinding de primaire  
 35 contacthoek  $\lambda p$  in Low en de secundaire contacthoek  $\lambda s$  in Overdrive bij voorkeur

ongeveer gelijk aan 7 graden. De complete contacthoek-contouren  $\lambda_p(R_s/R_p)$  en  $\lambda_s(R_s/R_p)$  kunnen vervolgens op iteratieve wijze onder gebruikmaking van de vergelijkingen (13) worden benaderd.

Nog een geschikte randvoorwaarde voor de oplossing van de vergelijking (13) benodigde randvoorwaarde kan zijn dat de contacthoek-contouren  $\lambda_p(R_s/R_p)$  en  $\lambda_s(R_s/R_p)$  per poelie 2, 3 een continue curve is, respectievelijk continu stijgend op de secundaire poelie 3 en continu dalend op de primaire poelie 2. Tot slot kan het van voordeel zijn indien de schijven 21, 22, 31 en 32 van de poelies gelijkvormig zijn - hetgeen met name vanuit productie- en assemblagetechnische overwegingen van voordeel is.

Met de contacthoek-contouren  $\lambda_p(R_s/R_p)$  en  $\lambda_s(R_s/R_p)$ , waarin de voornoemde aspecten en factoren, zoals de grootste en de kleinste toelaatbare waarde van de contacthoek, de kleinste toelaatbare waarde van de kromtestraal R40 van de contactvlakken 40 en die R16 van de loopvlakken 16, alsmede de uitlijning van de transmissie zijn meegenomen bij het bepalen van de optimale KpKs-curve, vertoont deze een min of meer lineair verloop van 1,5 in Overdrive tot 1,3 in Low bij toepassing van een veiligheidsfactor van ongeveer 1,3. In het diagram uit de figuur 12 zijn zowel deze optimale KpKs-curve als de bijbehorende optimale contacthoek-contouren  $\lambda_p(R_s/R_p)$  en  $\lambda_s(R_s/R_p)$  uitgezet tegen de overbrengingsverhouding  $R_s/R_p$ . Het diagram is op empirische wijze benaderd, waarbij rekening werd gehouden met alle hiervoor besproken kenmerken en eigenschappen van de transmissie 1 voorzien van een drijfriem 10 van het duwband-type. Hieruit blijkt dat de kleinste contacthoeken zowel primair  $\lambda_p$  als secundair  $\lambda_s$  beide net iets groter dan 7 graden zijn, te weten ongeveer 7,3 graden, en dat de grootste primaire contacthoek  $\lambda_p$  ongeveer 10 graden en de grootste secundaire contacthoek  $\lambda_s$  ongeveer 9 graden bedraagt. De optimale verhouding van de tangens van de contacthoeken  $\lambda_p$ ,  $\lambda_s$  bedraagt derhalve in Overdrive ongeveer 1,4 en in Low ongeveer 0,8.

## CONCLUSIES

1. Continu variabele transmissie (1) voor motorvoertuigen voorzien van een primaire poelie (2) en een secundaire poelie (3) waaromheen een drijfriem (10) is aangebracht, die tenminste tijdens bedrijf van de transmissie (1) via aan weerszijden van de drijfriem (10) aangebrachte en overwegend axiaal gerichte loopvlakken (16) wordt ingeklemd tussen twee kegelvormige poelieschijven (21, 22) van de primaire poelie (2) met een primaire klemkracht ( $K_p$ ) en tussen twee kegelvormige poelieschijven (31, 32) van de secundaire poelie (3) met een secundaire klemkracht ( $K_s$ ) ten einde met behulp van wrijvingskrachten een aangeboden koppel ( $T_p$ ) van de primaire poelie (2) naar de secundaire poelie (3) te kunnen overdragen, waarbij een contactvlak (40) van tenminste één poelieschijf (44) met de drijfriem (10), althans gezien in een loodrecht op een tangentiale richting georiënteerde doorsnede daarvan, is voorzien van een kromming, waardoor in die doorsnede een contacthoek ( $\lambda$ ) tussen een raaklijn (41) aan het contactvlak (40) en een radiale richting (42) in relatie tot een radiale positie ( $R_p, R_s$ ) van een contactpunt met het respectievelijke loopvlak (16) van de drijfriem (10) op het contactvlak (40) varieert tussen een kleinste waarde ter plaatste van een radiaal binneste positie op het contactvlak (40) en een grootste waarde ter plaatste van een radiaal buitenste positie op het contactvlak (40), waarbij een overbrengingsverhouding ( $R_s/R_p$ ) van de transmissie (1) is gedefinieerd als het quotiënt tussen de radiale positie ( $R_s$ ) voor de secundaire poelie (3) en de radiale positie ( $R_p$ ) voor de primaire poelie (2), met het kenmerk, dat door een adaptatie van de contacthoek ( $\lambda$ ) in relatie tot de genoemde radiale positie ( $R_p, R_s$ ) en tenminste in de grootste overbrengingsverhouding ( $R_s/R_p$ ), ofwel Low, een klemkrachtverhouding ( $K_pK_s$ ) tussen de primaire klemkracht ( $K_p$ ) en de secundaire klemkracht ( $K_s$ ) een waarde heeft in het bereik tussen 1 en de klemkrachtverhouding ( $K_pK_s$ ) in de kleinste overbrengingsverhouding ( $R_s/R_p$ ), ofwel Overdrive.
2. Continu variabele transmissie (1) volgens de conclusie 1, met het kenmerk, dat door een adaptatie van de contacthoek ( $\lambda$ ) in relatie tot de genoemde radiale positie ( $R_p, R_s$ ) en in Overdrive de klemkrachtverhouding ( $K_pK_s$ ) een waarde heeft in het bereik tussen 1,8 en de klemkrachtverhouding ( $K_pK_s$ ) in Low.
3. Continu variabele transmissie (1) volgens de conclusie 1 of 2, met het kenmerk, dat door een adaptatie van de contacthoek ( $\lambda$ ) in relatie tot de genoemde radiale

positie ( $R_p$ ,  $R_s$ ) en in alle overbrengingsverhoudingen ( $R_s/R_p$ ) van de transmissie (1) positie ( $R_p$ ,  $R_s$ ) en in alle overbrengingsverhoudingen ( $R_s/R_p$ ) van de transmissie (1) de klemkrachtverhouding ( $K_p K_s$ ) een waarde heeft in het bereik tussen 1,2 en 1,6, en bij voorkeur in het bereik tussen 1,3 in Low en 1,5 in Overdrive.

5 4. Continu variabele transmissie (1) volgens de conclusie 1, 2 of 3, met het kenmerk, dat een veiligheidsfactor ( $S_f$ ) tussen een minimaal voor de overdracht van het aangeboden koppel ( $T_p$ ) in de respectievelijke genoemde overbrengingsverhouding ( $R_s/R_p$ ) benodigde primaire of secundaire klemkracht ( $K_p$ ;  $K_s$ ) en een gewenste primaire, respectieelk secundaire klemkracht ( $K_{pdv}$ ;  $K_{sdv}$ ) 10 ongeveer 1,3 bedraagt.

5. Continu variabele transmissie (1) volgens één der voorgaande conclusies, met het kenmerk, dat, althans ten behoeve van een constante overbrengingsverhouding ( $R_s/R_p$ ), een gewenste secundaire klemkracht ( $K_{sdv}$ ) wordt bepaald door een 15 minimaal voor de overdracht van het aangeboden koppel ( $T_p$ ) benodigde secundaire klemkracht ( $K_s$ ) met een veiligheidsfactor groter dan 1 te vermenigvuldigen en dat een gewenste primaire klemkracht ( $K_{pdv}$ ) wordt bepaald door de genoemde gewenste secundaire klemkracht ( $K_{sdv}$ ) te vermenigvuldigen met de klemkrachtverhouding ( $K_p K_s$ ) in de genoemde constante overbrengingsverhouding 20 ( $R_s/R_p$ ).

6. Continu variabele transmissie (1) volgens één der voorgaande conclusies, met het kenmerk, dat de contacthoek ( $\lambda$ ) in relatie tot de genoemde radiale positie ( $R_p$ ,  $R_s$ ) voor de beide poelieschijven (21, 22; 31, 32) van een respectieelk poelie (2, 25 3) althans in hoofzaak gelijk is.

7. Continu variabele transmissie (1) volgens één der voorgaande conclusies, met het kenmerk, dat een kleinste waarde van de contacthoek ( $\lambda$ ) voor de poelieschijven (21, 22, 31, 32) in relatie tot de genoemde radiale positie ( $R_p$ ,  $R_s$ ) voor de 30 poelieschijven (21, 22, 31, 32) van de beide poelies (2; 3) althans in hoofzaak gelijk is.

8. Continu variabele transmissie (1) volgens één der voorgaande conclusies, met het kenmerk, dat een grootste waarde van de contacthoek ( $\lambda$ ) voor de poelieschijven 35 in relatie tot de genoemde radiale positie ( $R_p$ ,  $R_s$ ) voor de poelieschijven (21, 22)

van de primaire poelie (2) groter is dan die waarde voor de poelieschijven (31, 32) van de secundaire poelie (3).

9. Continu variabele transmissie (1) volgens één der voorgaande conclusies, met het kenmerk, dat de drijfriem (10) van het zogenaamde duwband-type is en is voorzien van tenminste één ringpakket (12) en een groot aantal dwarselementen (11), die in de omtreksrichting van het ringpakketten (12) daarlangs beweegbaar zijn en die zijn voorzien van de loopvlakken (16).

10 10. Continu variabele transmissie (1) volgens één der voorgaande conclusies, met het kenmerk, dat de contacthoek ( $\lambda$ ) in relatie tot de genoemde radiale positie ( $R_p$ ,  $R_s$ ) overeenkomstig is voor de beide poelieschijven (21, 22; 31, 32) van een respectievelijke poelie (2, 3) en dat, althans in de kleinste overbrengingsverhouding ( $R_s/R_p$ ) van de transmissie (1), een verhouding tussen de contacthoek ( $\lambda$ ) voor de primaire poelie ( $\lambda_p$ ) en de contacthoek ( $\lambda$ ) voor de secundaire poelie ( $\lambda_s$ ) voldoet aan de voorwaarde dat:

$$1 < \frac{\tan(\lambda_p)}{\tan(\lambda_s)} \leq 1,6$$

11. Continu variabele transmissie (1) volgens de voorgaande conclusie, met het kenmerk, dat, althans in de grootste overbrengingsverhouding ( $R_s/R_p$ ) van de transmissie (1), de verhouding tussen de genoemde contacthoeken ( $\lambda_p, \lambda_s$ ) voldoet aan de voorwaarde dat:

$$0,6 < \frac{\tan(\lambda_p)}{\tan(\lambda_s)} \leq 1$$

25 12. Continu variabele transmissie (1) volgens de conclusie 10 of 11, met het kenmerk, dat zowel voor de primaire poelie (2) als voor de secundaire poelie (3) de kleinste waarde van de contacthoek ( $\lambda$ ) ongeveer 7 graden bedraagt.

30 13. Continu variabele transmissie (1) volgens de conclusie 10, 11 of 12, met het kenmerk, dat voor de primaire poelie (2) de grootste waarde van de contacthoek ( $\lambda$ ) ongeveer 10 graden bedraagt en dat voor de secundaire poelie (3) de grootste waarde van de contacthoek ( $\lambda$ ) ongeveer 9 graden bedraagt.

35 14. Continu variabele transmissie (1) voor motorvoertuigen voorzien van een primaire poelie (2) en een secundaire poelie (3) waaromheen een drijfriem (10) is

aangebracht, die tenminste tijdens bedrijf van de transmissie (1) via aan weerszijden van de drijfriem (10) aangebrachte en overwegend axiaal gerichte loopvlakken (16) wordt ingeklemd tussen twee kegelvormige poelieschijven (21, 22) van de primaire poelie (2) met een primaire klemkracht ( $K_p$ ) en tussen twee kegelvormige poelieschijven (31, 32) van de secundaire poelie (3) met een secundaire klemkracht ( $K_s$ ) ten einde met behulp van wrijvingskrachten een aangeboden koppel ( $T_p$ ) van de primaire poelie (2) naar de secundaire poelie (3) te kunnen overdragen, met het kenmerk, dat, althans tijdens bedrijf van de transmissie (1), een wrijvingscoëfficiënt tussen de primaire poelie (2) en de drijfriem (10) in relatie tot een radiale positie ( $R_p$ ) van een contactpunt daartussen een kleinste waarde heeft ter plaatste van een radiaal buitenste positie van het genoemde contactpunt.

15. Continu variabele transmissie (1) volgens de conclusie 14, met het kenmerk, dat de genoemde wrijvingscoëfficiënt kleiner is dan een wrijvingscoëfficiënt tussen de secundaire poelie (2) en de drijfriem (10) ter plaatste van een radiale buitenste positie van een contactpunt daartussen.

16. Continu variabele transmissie (1) volgens de conclusie 14, met het kenmerk, dat, althans gezien in een tangentiële doorsnede, de primaire poelieschijven (21, 22) ter plaatste van de genoemde radiaal buitenste positie van het contactpunt tussen de primaire poelie (2) en de drijfriem (10) zijn voorzien van een relatief grote kromtestraal ( $R40$ ) en/of een relatief kleine oppervlakteruwhed.

17. Motorvoertuig met een motor en een aan te drijven last waartussen een transmissie (1) volgens een der voorgaande conclusies is opgenomen, waarbij een door de motor te genereren vermogen door de drijfriem (10) van de primaire poelie (2) naar de secundaire poelie (3) wordt overgebracht en door de secundaire poelie (3) aan de last wordt afgegeven.

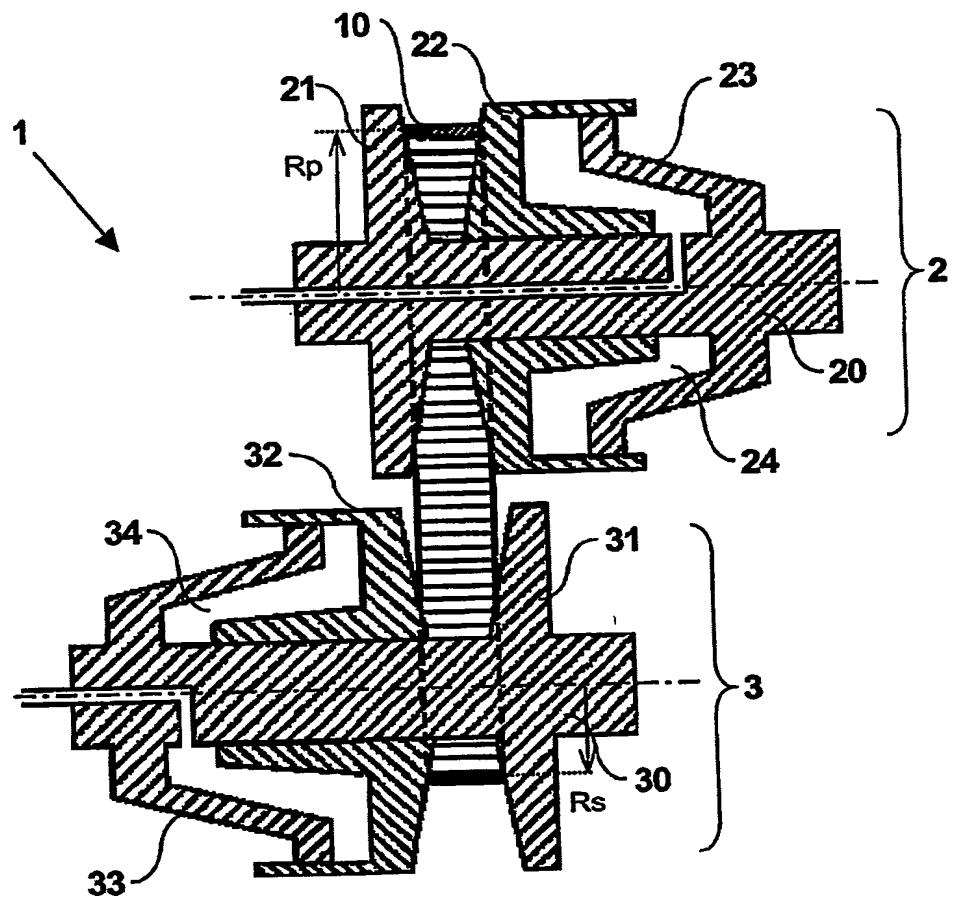


FIG. 1

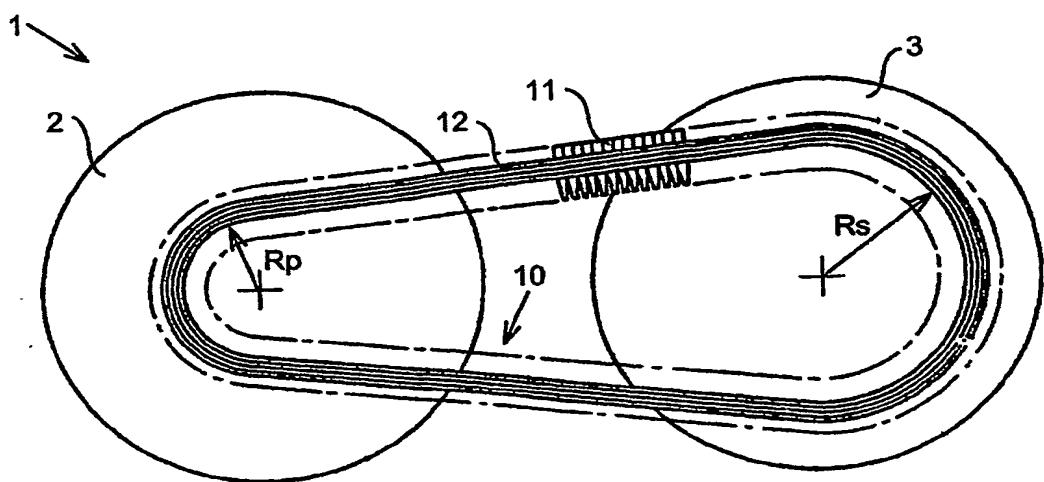


FIG. 2

BEST AVAILABLE COPY

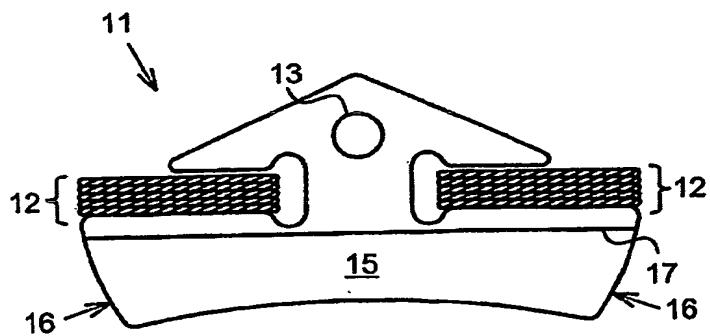


FIG. 3

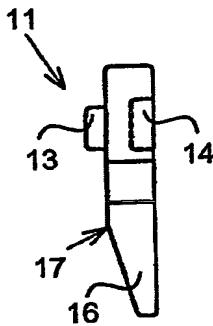


FIG. 4

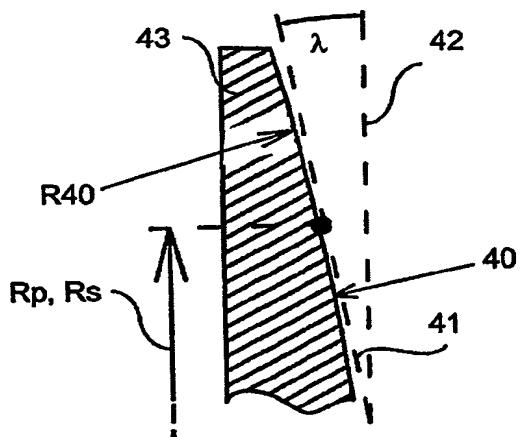


FIG. 5

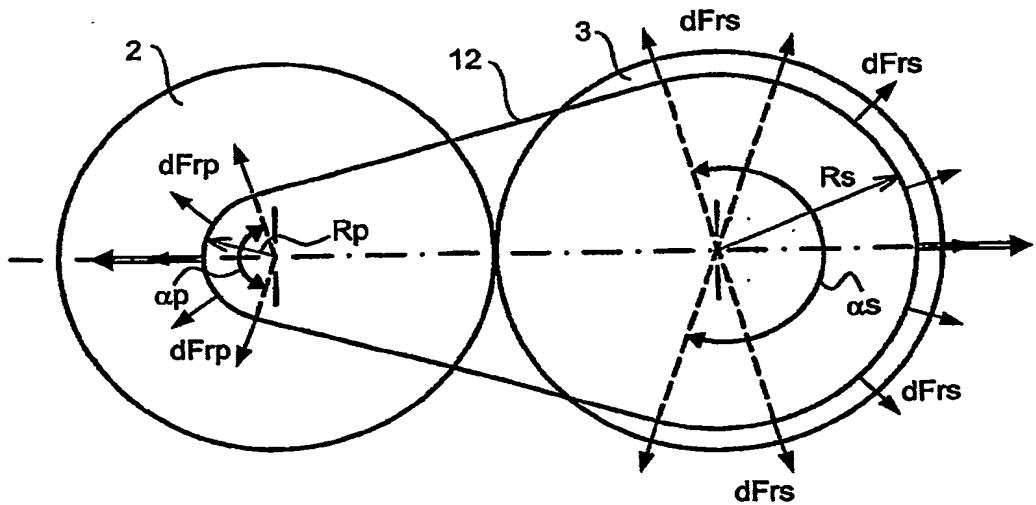
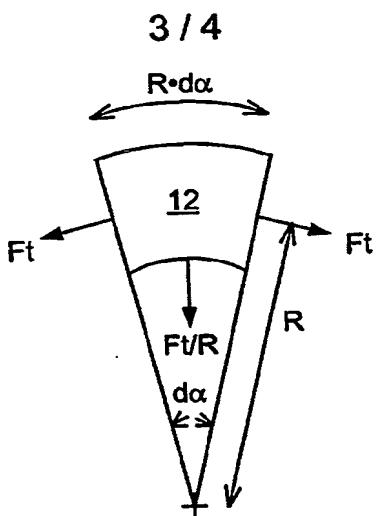
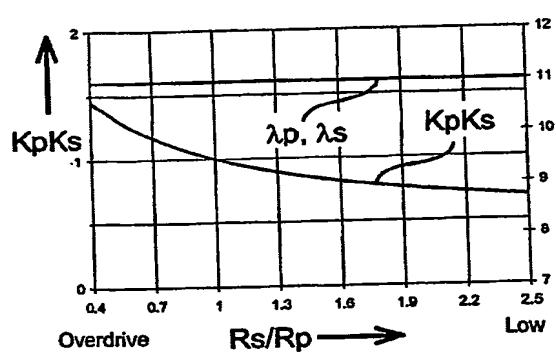


FIG. 6

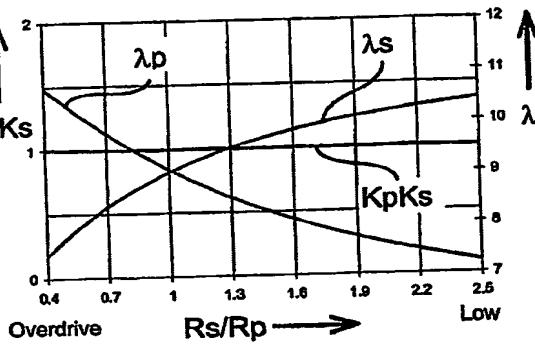
BEST AVAILABLE COPIE



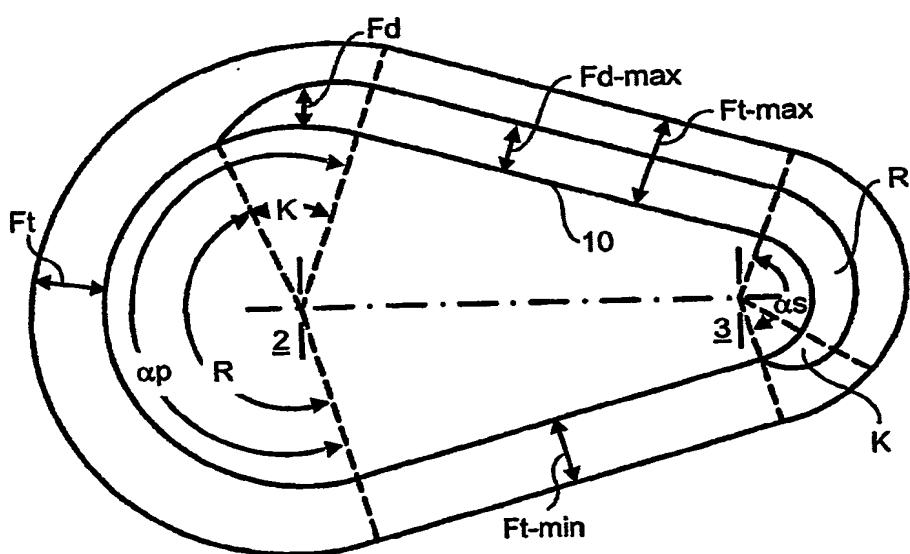
**FIG. 7**



**FIG. 8**

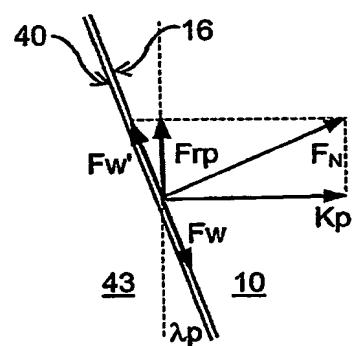
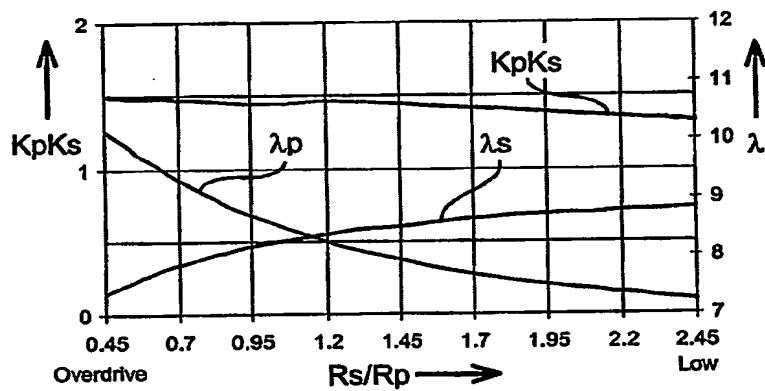


**FIG. 9**



BEST AVAILABLE CUR

1024918

**FIG. 11****FIG. 12**

BEST AVAILABLE COPY

# **Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)**

International application number: PCT/NL04/000821

International filing date: 26 November 2004 (26.11.2004)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: NL  
Number: 1024918  
Filing date: 01 December 2003 (01.12.2003)

Date of receipt at the International Bureau: 24 January 2005 (24.01.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse